

Simulasi Aplikasi *Dynamic Vibration Absorber* Sebagai Peredam Getaran Pada Mesin *Ignitor Cooling Fan* Di PT. PJB UP Gresik

Cathlea Selly Ersandi dan Yerri Susatio

Jurusan Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111

e-mail: ysus@ep.its.ac.id

Abstrak— Semua mesin yang sedang beroperasi pasti akan menghasilkan getaran (vibrasi). Namun seiring dengan bertambahnya usia mesin mengakibatkan getaran yang semakin besar dapat menyebabkan kerusakan pada konstruksi mesin itu sendiri dan pondasi yang menopang mesin tersebut. Untuk dapat meredam getaran pada mesin tersebut dapat dilakukan dengan menambahkan peredam getaran untuk meminimalkan gaya eksitasi yang dihasilkan mesin. Salah satu metode peredaman getaran adalah dengan memasang *Dynamic Vibration Absorber (DVA)* pada bagian sistem tersebut. Pada tugas akhir ini akan dilakukan simulasi peredaman getaran menggunakan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)* pada mesin *Ignitor Cooling Fan* di PT. PJB UP Gresik. Simulasi dilakukan dengan mengubah nilai parameter DVA yaitu m , k dan c sehingga didapatkan respon sistem yang terbaik yakni memiliki nilai amplitudo simpangan yang paling rendah. Berdasarkan simulasi yang telah dilakukan diketahui bahwa semakin besar nilai massa maka semakin kecil amplitudo, sebaliknya semakin besar nilai konstanta pegas (k) dan redaman (c) maka semakin besar nilai amplitudonya. Respon optimumnya berada nilai amplitudo simpangan terendah 0,286. Nilai parameter getaran pada respon tersebut adalah pada massa (M) 500 kg, konstanta pegas (k) 3000 N/m dan redaman (c) 400 N.s/m. Dimana pada nilai parameter tersebut dapat menurunkan amplitudo simpangan sebesar 63,84%.

Kata Kunci—Vibrasi (getaran), *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*, *Ignitor Cooling Fan*.

I. PENDAHULUAN

Vibrasi (getaran) yang terjadi pada suatu mesin dapat mengakibatkan kerusakan pada konstruksi mesin. Meredam getaran tidak hanya dilakukan dengan meminimalkan gaya eksitasi namun dapat juga dilakukan dengan menambah peredam getaran pada mesin tersebut. Metode yang dapat digunakan untuk meredam getaran adalah dengan memasang peredam getaran dinamik (*dynamic vibration absorber*). Pada metode ini terdiri dari tiga komponen utama yaitu massa (m), damper (c) dan pegas (k). Sistem ini akan digabungkan dengan sistem yang akan diredam getarannya (mesin). Keuntungan metode ini adalah dapat dipasang tanpa harus merubah atau mengganti struktur utama dari mesin yang akan diredam getarannya dan dapat dilakukan pengujian dengan simulasi. Untuk itu pada tugas akhir ini akan dilakukan simulasi penggunaan peredam getaran dinamik (*Dynamic Vibration Absorber*) pada mesin *ignitor cooling fan* di PLTU PT. PJB UP Gresik

II. METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan pada mesin *ignitor cooling fan* di PT. PJB UP Gresik. Mesin memiliki vibrasi yang cukup

besar yang salah satunya dikarenakan penuaan yang di alami mesin tersebut.

A. Spesifikasi Mesin Ignitor Cooling Fan

Berikut ini adalah spesifikasi dari mesin *ignitor cooling fan*:

Nama mesin	: Ignitor Cooling Fan (ICF)
Kelas	: 1
Daya	: 7.45 KW
Volt	: 380/460 V
Arus	: 14.5 Ampere
Frekuensi	: 50 Hz
Rpm	: 3000
Massa total	: 505.5 Kg
Tipe	: Karbon steel
Standart ukuran	: 7.32 kg/m
Manufacturer	: American Fan Company

B. Pengambilan Data Vibrasi Mesin

Pengambilan data vibrasi pada mesin *ignitor cooling fan* dilakukan pada bagian *base plate*-nya, karena bagian inilah yang akan diredam getarannya. Berikut adalah gambar pengambilan titik pengukuran:



Gambar. 1. Pengambilan Data Pada Base Plate

C. Mencari Nilai k dan c Pada Sistem Ignitor Cooling Fan

Untuk mencari nilai konstanta pegas (k) pada mesin digunakan persamaan:

$$\omega_n = \frac{2\pi}{T} \quad (2.1)^{[2]}$$

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}}$$

sehingga,

$$k = (2\pi)^2 \frac{m}{T^2} \quad (2.2)^{[2]}$$

Dimana:

ω_n : Frekuensi natural

T : Periode getaran

m : Massa mesin^[2]

D. Mencari Gaya Pengganggu ($F(t)$)

Massa tak seimbang dapat menyebabkan getaran pada suatu sistem rotasi.

$$M\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + k\theta = F_0 \sin(\omega t) \quad (2.3)^{[1]}$$

$$F_0 = m \cdot e \cdot \omega^2 \quad (2.4)^{[1]}$$

Dimana

M: Massa mesin

m : Massa mesin unbalance

e : Eksentrisitas mesin

ω : Kecepatan putaran mesin

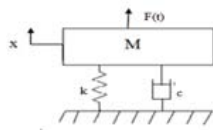
Tabel 1.
Desain Eksentrisitas Untuk Mesin Sentrifugal^[3]

Operating Speed (rpm)	Eccentricity (mm)
750	0.356–0.812
1500	0.203
3000	0.051

Source: API Standard 617.

E. Melakukan Simulasi Pada Sistem Ignitor Cooling Fan Dengan Menggunakan Dynamic Vibration Absorber

Berikut adalah pemodelan fisik mesin ICF 1 B dengan sistem 1 derajat kebebasan.

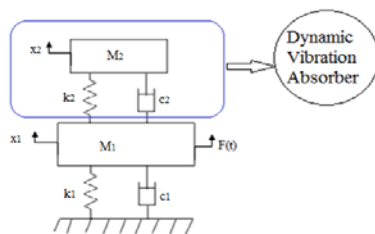


Gambar. 2. Pemodelan Fisik Mesin ICF 1 B

Berdasarkan pemodelan fisik mesin tersebut dapat diketahui pemodelan matematisnya, yakni

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = F(t) \quad (2.6)$$

Setelah diketahui pemodelan fisik dan matematis dari mesin tersebut kemudian dilanjutkan dengan simulasi pemasangan *dynamic absorber* pada bagian atas mesin seperti pada gambar berikut:



Gambar. 3. Mesin ICF 1 B Dengan Pemasangan *Dynamic Vibration Absorber*

Persamaan matematis untuk mesin ICF 1 B setelah ditambah dengan *Dynamic Vibration Absorber* adalah sebagai berikut:

$$m_1 \cdot \ddot{x}_1 + c_1 \cdot \dot{x}_1 + k_1 \cdot x_1 + c_2 \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2 \cdot (x_1 - x_2) = F(t)$$

$$m_2 \cdot \ddot{x}_2 + c_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 \cdot (x_2 - x_1) = 0 \quad (2.7)$$

Simulasi ini dilakukan dengan metode *state space* pada sistem dua derajat kebebasan. Langkah-langkah memodelkan persamaan model matematis ke dalam *state space* adalah sebagai berikut:

1. Memisalkan

$$\begin{aligned} u &= x_1 & u_d &= \dot{x}_1 = v \\ v &= \dot{x}_1 & v_d &= \dot{x}_1 = \ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} [F(t) - c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 - c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_2 (x_1 - x_2)] \\ w &= x_2 & w_d &= \dot{x}_2 = z \\ z &= \dot{x}_2 & z_d &= \dot{x}_2 = \ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} [-c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2 (x_2 - x_1)] \\ & & z_d &= \frac{1}{m_2} [-c_2 (z - v) - k_2 (w - u)] \end{aligned}$$

2. Menuliskan dalam matriks

$$\begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{w} \\ \dot{z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-k_1 - k_2}{m_1} & \frac{-c_1 - c_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & \frac{-k_2}{m_2} & \frac{-c_2}{m_2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \\ z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} u(t)$$

3. Mendeklarasikan

$$A(t) := \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-k_1 - k_2}{m_1} & \frac{-c_1 - c_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & \frac{-k_2}{m_2} & \frac{-c_2}{m_2} \end{pmatrix} \quad B(t) := \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

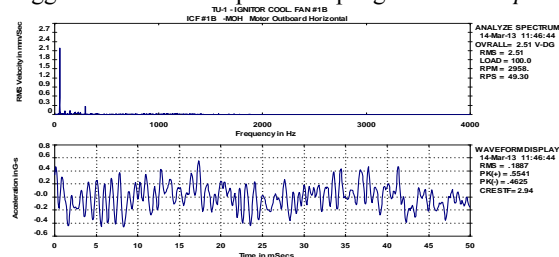
$$x_0 := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad t_0 := 0 \quad t_1 := 10 \quad npoint := 10 \quad u(t) := 679.2 \cdot \sin(314 \cdot t)$$

$$sol := \text{statespace}(x_0, t_0, t_1, npoint, A, B, u)$$

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Data Hasil Pengukuran Pada Mesin Ignitor Cooling Fan

Berikut merupakan data vibrasi yang diambil pada tanggal 14 Maret 2013 pada titik pengukuran *base plate*.



Gambar. 4. Data Pengukuran Vibrasi *Base Plate*

Tabel 2.
Data Pengukuran

waktu (t)	Acceleration (a)
5	0,253
10	-0,135
15	0,135
20	0,244
25	0,02182
30	0,183
35	0,00436
40	0,153
45	-0,201
50	-0,153

Berdasarkan data vibrasi di atas didapatkan nilai Tratarata sebesar 4,731 msec. Nilai Tratarata ini dimasukkan ke dalam persamaan (2.2), sehingga didapatkan nilai k sebesar 2675,6 N/m. Nilai c (redaman) diperoleh dari 20% nilai k sehingga nilai c sebesar 535,12 Nmsec/m.

B. Mencari Gaya Pengganggu

Berdasarkan data spesifikasi mesin didapatkan:

Massa mesin : 505,5 kg

Massa rotor : 31 lbs (14,06 kg)

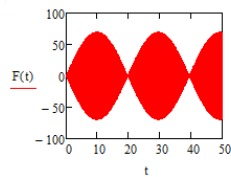
ω : 3000 rpm (314 rad/s)

e : 0,051 mm ($5,1 \times 10^{-5}$ m)

Nilai-nilai tersebut dimasukkan ke dalam persamaan (2.4). Sehingga didapatkan nilai F_0 sebesar 69,313 N. Sehingga didapatkan gaya eksitasi sebagai berikut:

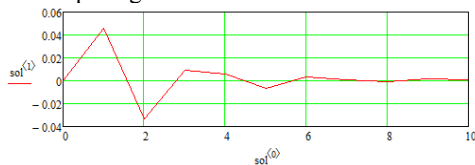
$$F(t) = F_0 \sin(\omega.t)$$

$$F(t) = 69,313 \sin(314.t)$$



Gambar. 5. Respon Gaya Pengganggu

Respon sistem setelah dikenai gaya pengganggu dapat dilihat pada gambar berikut ini



Gambar. 6. Respon Sistem Tanpa Menggunakan Dynamic Vibration Absorber

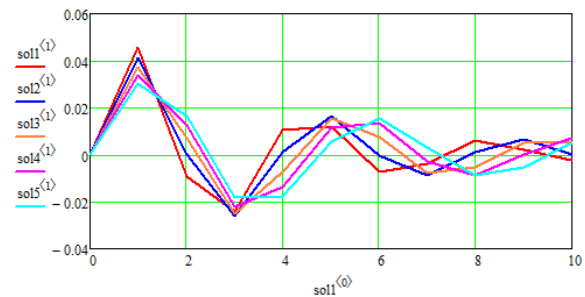
Setelah didapatkan nilai konstanta pegas (k) sebesar 2675,6 N/m, nilai redaman (c) sebesar 535,12 Nmsec/m dan nilai gaya pengganggu $F(t) = 69,313 \sin(314.t)$ dari perhitungan, kemudian nilai tersebut dimasukkan ke dalam simulasi menggunakan MathCad. Simulasi ini merupakan simulasi sistem 1 derajat kebebasan (SDOF). Berdasarkan simulasi tersebut, didapatkan respon dinamik seperti gambar 4.4. Pada grafik tersebut menunjukkan amplitudo displacement terbesar dari sistem mesin ignitor cooling fan (SDOF) sebesar 0,046 m.

C. Analisa Respon Sistem Menggunakan Dynamic Vibration Absorber

Setelah didapatkan respon sistem tanpa menggunakan peredam getaran, selanjutnya akan dilakukan simulasi dengan merubah parameter *dynamic vibration absorber* yakni nilai m , k dan c .

Pada penelitian ini terdapat 3 simulasi, yang pertama yakni dengan merubah nilai massa (M) sedangkan konstanta pegas (k) dan redaman (c) dibuat tetap. Yang kedua dilakukan dengan mengubah nilai redaman (c) sedangkan nilai massa (M) dan konstanta pegas (k) dibuat tetap. Dan simulasi yang terakhir yakni dengan mengubah nilai konstanta pegas (k) sedangkan nilai massa (M) dan redaman (c) dibuat tetap. Simulasi pertama sistem dengan nilai $k = 4000$ N/m dan $c = 800$ N.s/m sedangkan nilai yang diubah

adalah nilai massa dari dinamik absorber. Nilai massa yang digunakan pada simulasi adalah 300 kg, 400 kg, 500 kg, 600 kg dan 700 kg. Nilai simpangan yang dihasilkan pada massa 300 kg adalah 0,046 m, pada massa 400 kg adalah 0,041 m, pada massa 500 kg adalah 0,037 m, pada massa 600 kg adalah 0,034 m dan pada massa 700 kg adalah 0,03 m.



Gambar. 7. Respon Sistem Dengan Variasi Nilai Massa

Dimana:

Sol 1 : Massa (m) 300 kg

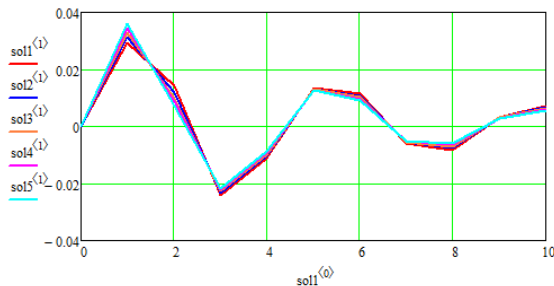
Sol 2 : Massa (m) 400 kg

Sol 3 : Massa (m) 500 kg

Sol 4 : Massa (m) 600 kg

Sol 5 : Massa (m) 700 kg

Simulasi kedua merupakan sistem dengan nilai massa adalah 500 kg dan konstanta pegas (k) adalah 3000 N/m, sedangkan nilai redaman (c) diubah-ubah. Variasi nilai c adalah 400 N.s/m, 500 N.s/m, 600 N.s/m, 700 N.s/m dan 800 N.s/m. Nilai simpangan yang dihasilkan pada masing-masing variasi nilai c adalah sebagai berikut: dengan c 400 N.s/m adalah 0,029 m, c 500 N.s/m adalah 0,031 m, c 600 N.s/m adalah 0,033 m, c 700 N.s/m adalah 0,035 m dan c 800 N.s/m adalah 0,036 m.



Gambar. 8. Respon Sistem Dengan Variasi Redaman (c)

Dimana:

Sol 1 : Redaman (c) 400 N.sec/m

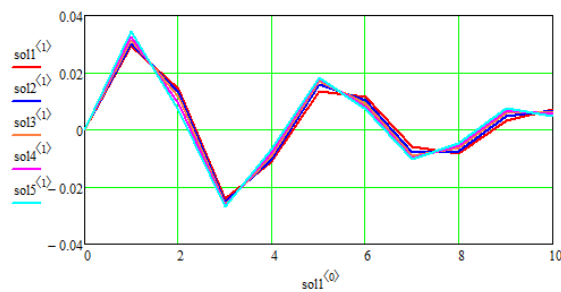
Sol 2 : Redaman (c) 500 N.sec/m

Sol 3 : Redaman (c) 600 N.sec/m

Sol 4 : Redaman (c) 700 N.sec/m

Sol 5 : Redaman (c) 800 N.sec/m

Simulasi ketiga yakni Respon sistem dengan massa sebesar 500 kg dan redaman (c) sebesar 400 N.s/m. Untuk nilai konstanta pegas (k), variasi nilai yang digunakan adalah 3000 N/m, 3500 N/m, 4000 N/m, 4500 N/m dan 5000 N/m. Nilai simpangan pada k 3000 N/m adalah 0,029 m, pada k 3500 N/m adalah 0,03, pada 4000 N/m adalah 0,031, pada 4500 N/m adalah 0,033 m dan pada k 5000 N/m adalah 0,034 m.



Gambar. 9. Respon Sistem Dengan Variasi Konstanta Pegas (k)

Dimana:

- Sol 1 : Konstanta pegas (k) 3000 N/m
 Sol 2 : Konstanta pegas (k) 3500 N/m
 Sol 3 : Konstanta pegas (k) 4000 N/m
 Sol 4 : Konstanta pegas (k) 4500 N/m
 Sol 5 : Konstanta pegas (k) 5000 N/m

Simulasi ini bertujuan untuk memperoleh respon optimum atau dengan kata lain mendapatkan nilai simpangan terendah setelah sistem dipasang dinamik absorber.

Pada simulasi pertama (variasi nilai massa) dengan nilai massa (m) 300 kg, konstanta pegas (k) 4000 N/m dan redaman (c) 800 N.s/m menghasilkan simpangan sebesar 0,046 m. Sedangkan pada nilai massa (m) 700 kg, konstanta pegas (k) 4000 N/m dan redaman (c) 800 N.s/m menghasilkan simpangan sebesar 0,03 m. Berdasarkan nilai tersebut diketahui bahwa semakin besar variasi nilai massa, nilai simpangan yang dihasilkan semakin kecil.

Pada simulasi kedua (variasi nilai redaman) dengan nilai massa (m) 500 kg, konstanta pegas (k) 3000 N/m dan redaman (c) 400 N.s/m menghasilkan simpangan sebesar 0,029 m. Sedangkan jika nilai redamannya di ubah menjadi 800 N.s/m mengasilkan simpangan sebesar 0,036 m. Berdasarkan nilai yang didapatkan, diketahui bahwa semakin besar nilai redaman (c) maka semakin besar pula amplitudo simpangan yang dihasilkan.

Sama seperti simulasi kedua, pada simulasi ketiga ini diketahui bahwa semakin besar nilai konstanta pegas (k) maka nilai simpangannya juga semakin besar. Pada nilai massa (m) 500 kg, konstanta pegas (k) 3000 N/m dan redaman (c) 400 N.s/m menghasilkan simpangan sebesar 0,029 m. Sedangkan pada nilai massa (m) 500 kg, konstanta pegas (k) 5000 N/m dan redaman (c) 400 N.s/m menghasilkan simpangan sebesar 0,034 m.

Berdasarkan simulasi yang dilakukan dapat disimpulkan bahwa untuk mendapatkan respon optimum yang harus dilakukan adalah dengan memperbesar nilai massa (m) dan memperkecil nilai konstanta pegas (k) dan redaman (c).

Nilai simpangan (amplitudo eksitasi) yang dihasilkan oleh respon sistem sebelum dipasang dengan *dynamic absorber* adalah 0,046 m. Kemudian setelah dipasang dengan *dynamic absorber* dengan parameter massa (m): 500 kg, konstanta pegas (k): 3000 N/m dan redaman (c): 400 (N.s/m), menghasilkan nilai simpangan sebesar 0,029 m.

$$\frac{0,029}{0,046} \times 100\% = 63,04\%$$

Nilai di atas menunjukkan bahwa *dynamic vibration absorber* yang dipasang pada sistem *ignitor cooling fan* dapat meredam getaran (simpangan) sebesar 63,04%.

IV. KESIMPULAN

Berdasarkan simulasi yang telah dilakukan didapatkan beberapa kesimpulan berikut ini:

1. Nilai parameter *Dynamic Vibration Absorber* yang dapat menghasilkan nilai simpangan terendah pada mesin *ignitor cooling fan* adalah pada massa (M) sebesar 500 kg, konstanta pegas (k) sebesar 3000 N/m dan redaman (c) sebesar 400 N.s/m. Nilai parameter tersebut menghasilkan nilai simpangan sebesar 0,029 m.
2. *Dynamic Vibration Absorber* dapat digunakan untuk meredam getaran konstruksi mesin *ignitor cooling fan* yang bervibrasi dengan cara memasang sistem DVA pada bagian mesin yang akan diredam getarannya, yang dapat menurunkan amplitudo simpangan sebesar 63,04%.

V. UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih kepada seluruh dosen dan staff pengajar jurusan Teknik Fisika yang telah memberikan ilmunya, kepada seluruh Mahasiswa Teknik Fisika atas bantuan kerjasamanya selama kuliah di jurusan Teknik Fisika dan kepada PT. PJB UP Gresik yang telah memberikan kesempatan melakukan observasi dan pengambilan data pada *site plant*.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Mechanical Engineering, Habibi_e@yahoo.com
- [2] Andrew Dimarogonas, (1996), "*Vibration of Engineering*", New Jersey: Prentice Hall.
- [3] El-Reedy, Mohamed A. 2011. "Construction Management And Design Of Industrial Concrete And Steel Structures". CRC Press Taylor and Francis Group: New York.